

## 가솔린 엔진의 스로틀 밸브 출구에서 유동측정

### Flow Measurements at the Exit of a Throttle Valve in Gasoline Engines

김성초\*, 김철\*\*, 최종근\*, 위화복\*\*\*  
Sungcho Kim, Cheol Kim, Jonggeun Choi, Hwabok Wee

#### ABSTRACT

The flow and combustion patterns have been investigated inside the gasoline engine cylinder with the swirl or tumble flow, whereas the air flow characteristics, which are generated in the part of intake system before entering into the intake manifold, have not been known completely. It is necessary to analyze the flow field in the intake system consisting of air filter, throttle valve and intake manifold. The throttle valve, used to control the intake air flow rate, is important because it makes various mass flow rate and flow patterns. Three-dimensional flow characteristics such as velocities, turbulent intensities and Reynolds shear stresses are measured by the hot wire anemometer at the exit of the throttle valve with the variation in the valve opening angle(15°, 45°, 75° and 90°) and the Reynolds numbers (45000, 90000 and 140000). There are a lot of changes in flow characteristics at 75° due to the large recirculation flow comparing with those of the other cases, and the streamwise velocity is especially enforced strongly below the valve shaft. The other component velocities are relatively large near the centerline parallel to the valve shaft. The effects of the Reynolds number on the flow field are not severe.

주요기술용어 : Throttle valve(스로틀 밸브), Reynolds shear stresses(레이놀즈 전단 응력), Turbulent intensity(난류강도), Recirculation(재순환), Pressure recovery(압력회복)

#### Nomenclature

D : valve diameter(mm)  
Re : Reynolds number,  $Re = U_{\infty}D/\nu$   
TI : turbulent intensity  
U : total velocity magnitude  
u, v, w : velocity components  
x, y, z : coordinates  
 $-\overline{u'v'}, -\overline{v'w'}, -\overline{w'u'}$  : Reynolds (or Turbulent)

shear stresses

$\alpha$  : valve opening angle in degree  
 $\nu$  : kinematic viscosity

#### 1. 서론

자동차 기술은 안전, 편의성, 엔진 성능 향상 등으로 대별할 수 있으며 꾸준히 발전하고 있다. 특히 승용차의 경우에 외형 디자인과 안전성 등에 대한 많은 연구가 이루어지고 있으며, 최근에는 환경 친화 엔진 개발뿐만 아니라 연소실 구조,

\* 회원, 순천대학교 기계·자동차공학부  
\*\* 회원, 순천제일대학 차량기계학부  
\*\*\* 회원, 시그네틱스코리아

연소 방식, 혼합기 생성 방법, 연료 공급 방법, 배기 가스 처리 등 가솔린 엔진 성능 향상을 위한 많은 노력이 경주되고 있다.

자동차용 가솔린 엔진의 성능 향상을 위하여 흡기 난류를 이용한 희박 연소방식, 디젤 엔진과 같은 직접분사 방식, 엔진 회전수에 따라 흡기량을 조절하는 가변 흡기 시스템 등이 근래에 시도되고 있는 기술이다. 위와 같이 엔진 성능 개선을 위한 기본 연구 과제 가운데 하나가 흡기 시스템에 대한 해석이다. 가솔린 엔진의 흡기 시스템은 공기 여과기, 스로틀 밸브, 서지 탱크, 흡기 다기관 및 흡기 밸브 등으로 구성되어 있으며, 이들 장치는 연소 현상에 직접 영향을 미치는 연료 액적의 미립화, 스웰, 텀블 현상과 관련이 있다. 일반적으로 전자 제어 시스템의 가솔린 엔진에서는 부하 상태에 따라 스로틀 밸브 각도를 전기 신호로 검출하여 최적의 연료를 분사할 수 있도록 되어 있으나 스로틀 밸브 각도는 물론이고 서지 탱크 형상, 흡기 다기관 저항 등이 체적효율, 연소 안정성 등에 큰 영향을 미친다.<sup>1-5)</sup>

흡기 시스템의 스로틀 밸브는 나비형 밸브(butterfly valve)이며 유량 조절에 사용되는 가장 오래된 밸브 형태의 하나로써 제어가 쉽고 구조가 간단하며 유동의 차단이나 스로틀링(throttling)에 적합하고 상대적으로 낮은 압력에서 많은 유량을 처리할 수 있는 장점이 있다.<sup>1)</sup> 또한 유로의 완전 차단과 개방이 원형 밸브 판 회전축의 90° 범위에서 이루어지기 때문에 밸브 동작이 신속하다. 위와 같은 특성에도 불구하고 스로틀 밸브에서 유동 특성 대한 실험은 많지 않다. 이제까지는 주로 유동 형태, 속도 분포, 유량 계수에 대한 수치해석이 많았고 실험도 2차원 스로틀 밸브에 대한 것이 대부분이었으며 주로 유량 제어의 관점에서 연구되었다. 특히 자동차 엔진용 스로틀 밸브 연구는 기화기형 스로틀 밸브에서 연료와 공기의 혼합기 유동에 대한 것이 많았다. 기화기형 스로틀 밸브는 일점 분사식 연료혼합 방식으로 밸브 개방 각도에 따라 밸브 주변의 압력차에 의하여 연료와 공기가 혼입됨으로써 밸브 원판

에 연료 일부가 부착되어 액적 상태로 연소실에 흡입되므로 불완전 연소를 유발할 수 있다.<sup>6)</sup> 그러나 전자제어 방식을 이용한 다점 분사식 엔진에서는 스로틀 밸브를 거친 공기는 서지 탱크와 흡기 다기관을 거치고 인젝터에 의해 연료와 혼합되어 연소실로 유입된다.

스로틀 밸브는 완전히 열리는 경우를 제외하면 흡기 시스템에서 최소 유동 면적을 만들어 큰 압력차를 형성하지만 압력 손실에 의한 큰 흡기 저항을 유발한다. 이를 개선하기 위하여 밸브 판에 작은 구멍을 적당히 뚫으면 밸브 판 뒤에 형성되는 재순환 영역을 제거하거나 축소시킬 수 있어서 압력 손실을 줄이고 공기와 연료의 혼합을 개선할 수 있다.<sup>7,8)</sup> 엔진의 공회전 상태에서는 스로틀 밸브 각도가 매우 작아서 최소 공기량이 유입되지만 일반적인 주행에서는 부분 작동 조건인 20~45°이므로 흡입공기 유동은 초기에 2차원 제트와 같은 양상을 띤다.<sup>9)</sup>

김 등<sup>10,11)</sup>은 FLOW3D로 나비형 밸브 주위의 2차원 공기 흐름을 계산하고 밸브 손실계수를 실험값과 비교하였으며, 압축성과 비압축성 유동도 서로 비교하였다. 수치 해석과 실험 결과의 유동 경향은 거의 유사하지만, 밸브 각도가 80° 이상이면 수치해석에 큰 오차가 발생한다. Obata 등<sup>12)</sup>은 2차원 나비형 밸브 유동을 시뮬레이션하여 밸브 각도가 45° 및 60°일 때 밸브 뒤에 두 개의 와류가 형성되고, 손실계수는 실험 데이터와 일치하였다. Huang 등<sup>13)</sup>은 FLUENT를 이용하여 밸브 각도에 따라 나비형 밸브 내의 3차원 비압축성 유동을 수치 해석하였는데 밸브 각도가 45°일 때 실험 결과와 거의 일치하였다. 김 등<sup>14)</sup>은 스로틀 밸브에서 개방 각도에 따른 2차원 유동현상을 수치적으로 해석하여 손실계수를 구했는데, 압력 손실은 밸브 각도가 15°일 때 가장 크고, 45°부터는 밸브 각도에 따라 크게 달라지지 않았으며, 특히 밸브 판 구동축의 유무도 압력손실에 큰 영향을 미치지 않았다.

가솔린 엔진의 흡기 시스템은 전체적으로 해석되어야 하지만 매우 복잡한 구조로 되어 있기

때문에 각 부분을 독립적으로 상세히 연구하는 것이 선행되어야 한다. 따라서, 본 연구는 가솔린 엔진의 스로틀 밸브에 대한 유동을 측정하여 유동특성을 규명하고 밸브의 구조변경이나 수치 계산 결과 비교를 위한 자료 제공이 목적이다. 열선 풍속계를 이용하여 스로틀 밸브 출구에서 밸브 각도에 따라 레이놀즈 수를 변화시켜 속도, 난류 강도 및 난류 전단 응력을 측정하였다.

## 2. 실험

### 2.1 실험장치

실험장치는 풍동, 시험부, 측정장치로 나눌 수 있으며, 풍동은 모터출력이 11kW인 토출식 실험 모형이 부착되지 않은 상태에서 속도 범위를 1~25m/sec로 조절할 수 있고 자유흐름의 난류 강도는 1% 미만이다. 시험부는 Fig. 1과 같이 중형 승용차용 가솔린 엔진에 사용되는 스로틀 바디를 1.82배 확대하여 아크릴 모형으로 제작하였으며 원통의 지름은 91.6mm, 길이는 250mm다. 스로틀 밸브 판은 지름 91mm의 원판을 지름 10mm의 축에 삽입하여 실제의 밸브 형상으로 제작하였으며, 밸브 고정축의 끝단에는 밸브의 개방 각도를 측정할 수 있도록 측정자를 설치하였다. 또한, 밸브 판과 바디의 원통 단면 사이 폐쇄비(blockage ratio)는 99.3%로 실제 스로틀 바디와 동일하다.

스로틀 밸브 출구에서 유동을 측정하기 위하여 3차원 열선풍속계(TSI, IFA300)를 사용하였다. 3차원 프로브(TSI, model 1129-20)로 얻은 신호를 캘리브레이터(TSI, 1128C)로 보정하였으며, 열선 전압을 속도로 환산하기 위하여 압력트랜스듀서(MKS, 0~1000mmHg)로 캘리브레이터 노즐의 자유제트와 2차 노즐 사이의 압력차를 측정하였다. 속도는 센서를 통하여 얻은 브리지 전압의 4차 다항식 보정 곡선으로 계산하였다. 보정의 정확도도 검증하였는데, 풍동 시험부 중앙에 피토 관을 설치하고 압력 튜브를 정밀 액주계(M1430, Dewyer-Microtector Co.)에 연결하여 계산한 속도

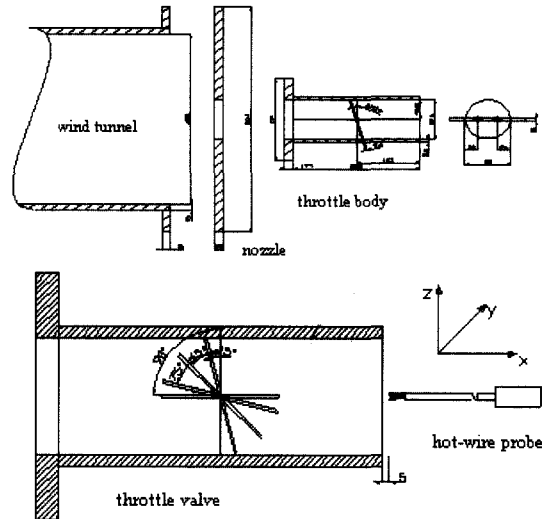


Fig. 1 Experimental model of the throttle valve

와 열선 풍속계의 속도는 서로 잘 일치하였다.

### 2.2 실험방법

유동장은 좌우 대칭이므로 스로틀 밸브 출구에서 오른쪽 반원 평면을 측정 범위로 설정하여 세 가지 레이놀즈 수와 네 가지 밸브 각도 변화에 대해 측정하였다. 각 레이놀즈 수에 대한 스로틀 밸브 입구의 자유흐름속도는 각각 6, 15, 28m/sec이며 측정 조건과 위치는 Table 1과 같다.

열선 풍속계로 측정된 데이터는 IFA300으로 처리하였다. 샘플링률은 10kHz로 하였고, 불필요한 고주파 신호 제거와 앨리어징(aliasing) 문제를 피하기 위해 샘플링 주파수에 알맞게 저역 통과 필터(low pass filter)는 1kHz로 설정하였다.  $\bar{u}_i/U_\infty$  ( $i=1,2,3$ )와  $U/U_\infty$ 를 측정하였는데 여기서  $\bar{u}_i$ 는 각각 x(주흐름), y(수평), z(수직) 방향의 시간 평균 속도이고,  $U_\infty$ 는 풍동 출구의 원형 노즐로부터 주흐름 방향으로 5mm 떨어진 곳에서 측정된 속도이다.  $U$ 는 전체 속도로써  $U = \sqrt{\sum \bar{u}_i^2}$ 이고, 난류 강도는  $TI = \sqrt{\sum \bar{u}_i'^2} / U_\infty$ 이며 여기서  $\bar{u}_i'^2 = (TI_u \times \bar{u}_i)^2$ 이다. 난류 전단 응력은  $-\bar{u}_i' u_j'$  ( $i \neq j$ )이다.

Table 1 The measuring conditions and points

Condition		Measuring point		
Reynolds number(Re)	Valve opening angle	x/D	y/D	z/D
45000	15°	0.05	0.00	from 0.47 to -0.47 increasement 0.01
	45°			
	75°			
	90°			
90000	15°	0.05	0.11	
	45°		0.16	
	75°		0.22	
	90°		0.27	
140000	15°	0.05	0.33	
	45°		0.38	
	75°		0.44	
	90°			

### 3. 실험결과 및 고찰

전반적인 속도 분포 및 난류 강도가 레이놀즈수에 따른 경향이 유사하므로 대부분 Re=90000에 대한 결과를 고찰한다. Fig. 2는 밸브 각도와 위치변화에 따른 주흐름 방향 속도이다. 2차원 경우에 대한 수치해석 결과<sup>14)</sup>와 비교하면 유사한 경향을 발견하기 어렵다.  $\alpha=15^\circ$ 일 때는  $y/D=0$ ,  $z/D=\pm 0.4$ 에서 속도가 급격히 변화하는데 이것은 밸브가 수직 방향으로 약간 열리고 수평 방향으로는 밸브 축의 고정면을 따라 밀폐되어 있기 때문이며,  $z/D=0$ 에서는 수평 방향을 따라 속도 분포가 일정하다. 윗면에서는 밸브가 심하게 꺾인 구조이므로 밸브 상류의 유동이 스로틀 바디 원통에 부딪쳐서 박리와 재부착이 발생하고, 아랫면에서는 밸브 면에 수평으로 인접하여 박리되므로써 재부착 길이 단축에 의한 압력 회복으로 거의 일정한 크기의 속도분포를 나타낸다.

$\alpha=45^\circ$ 에서는 스로틀 밸브 아랫면과 공기 유입 방향이 일치하여 개방 각도에 따른 유동방향 속도분포가 스로틀 바디 아랫면으로 갈수록 커진다. 그러나 밸브 윗면에서는 유동이 밸브 면에 충돌하므로 밸브 면에서 박리되며 스로틀 바디

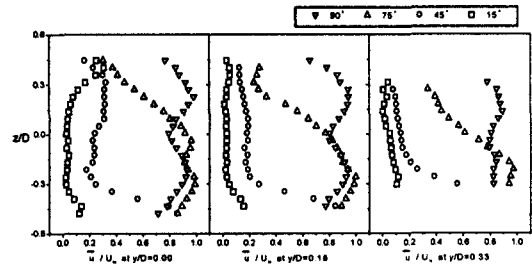


Fig. 2 Streamwise velocity profiles vs valve opening angles at Re=90000

면에서 재부착하고 다시 박리하므로 스로틀 바디 면에서  $z/D=0$ 인 중앙으로 향할수록 점차 증가한 후 일정한 속도분포를 갖는다. 이러한 현상은  $y/D < 0.3$ 까지는 동일한 경향을 나타내고, 벽면으로 향하면 거의 일정해진다.  $\alpha=75^\circ$ 일 때는 밸브 아랫면의 영향으로 인하여  $y/D < 0.11$ 에서는 속도가 벽면에서부터 점진적으로 증가하는데,  $z/D=-0.2$ 에서 전반적으로 증가하는 경향이 주춤한 후에 다시 증가하고,  $z/D=-0.3$ 인 벽면에 근접하면서 다시 감소한다. 이는 밸브 윗면에서의 박리로 인한 압력이 점진적으로 강해된 후 밸브 아랫면에서 박리된 유동과 하류에서 서로 만나 점차서 회복되기 때문이다. 또한 밸브 후류 윗면에 커다란 재순환 영역이 형성되어 속도가 교란되고, 큰 규모의 와류가 유동 방향으로 혼입됨으로써 압력이 회복되는 현상을 보인다. 밸브가 완전히 열린  $\alpha=90^\circ$ 인 경우에는 스로틀 밸브 축을 중심으로 상하 대칭 현상을 나타내는데,  $y/D > 0.16$ 에서 위쪽의 속도가 약간 크게 나타난 것은 밸브 제작상의 미소한 오차에 기인한 것 같다.  $\alpha=90^\circ$ 인 경우는 상하가 대칭인 물체의 후류 성질과 내부 유동 특성이 혼합된 것으로 더 연구되어야 할 현상이다. 또한 Fig. 2에서 알 수 있듯이 밸브 각도가 작을 때와 클 때 사이에는 어떠한 상사성도 보이지 않는데, 특히 밸브 각도가 작을 때는 유로의 폐쇄가 상대적으로 크기 때문에 큰 유동 손실이 있다.<sup>8,10,11,15)</sup>

Fig. 3은 수평 방향 속도를 밸브 각도에 따라 나타낸 것이다.  $15^\circ$ 일 때는 밸브 아래 끝단에서

위 끝단으로 갈수록 그 값이 미세하게 증가하지만, 전반적인 속도 크기는 거의 0에 가깝다.  $\alpha = 45^\circ$ 일 때는 전체적으로 0의 값을 유지하지만,  $y/D > 0.16$ 에서 밸브 축으로부터 아랫면으로 갈수록 감소하는 경향을 보이고 있는 것은 박리에 의한 유동이 주흐름과 혼입되어 중앙부로 향하는 이끌림 현상으로 간주된다. 반면에  $75^\circ$  경우는 밸브 위 부분에서부터 증가하여 밸브 축에서 최대가 되며, 밸브 아래 부분으로 갈수록 감소한다. 이는 밸브 후류에 큰 규모의 와류가 형성되므로<sup>16)</sup> 좌우로 향하는 속도가 커지고 스로틀 바디의 벽면 전단력에 의해 속도가 감소하기 때문이다.

이러한 큰 규모의 재순환이 세 방향 속도에 매우 커다란 영향을 주는 것으로 생각된다. 따라서 자동차에 적용되고 있는 스로틀 밸브의 각도에 따른 엔진 성능 고찰에 있어서는  $75^\circ$ 에서의 유동을 면밀히 검토할 필요가 있다.  $\alpha = 90^\circ$ 일 때는 약간의 변화가 있지만 상하 대칭으로 인하여 그 값은 무시할 수 있을 정도이며 거의 0으로 일정하다.

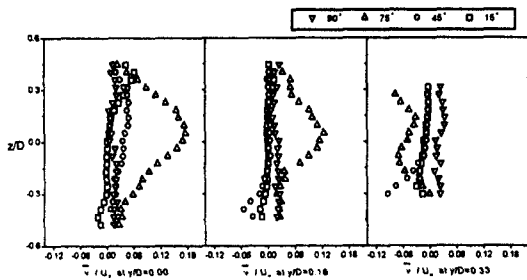


Fig. 3 Horizontal velocity profiles vs valve opening angles at Re=90000

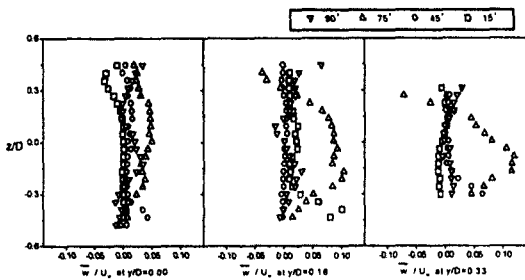


Fig. 4 Vertical velocity profiles vs valve opening angles at Re=90000

Fig. 4는 밸브 각도에 따라 수직 방향 속도를 표시한 것으로서  $\alpha = 15^\circ, 90^\circ$ 에서는 거의 무시할 정도로 낮은 값이다. 그러나,  $\alpha = 45^\circ$ 에서는 전반적으로 일정하다가 밸브 아래 부분에서 밸브의 열린 부분과 벽면 사이에서 증가하는 경향을 보이는데, 이는 벽면에서의 재부착과 재박리가 원인 것으로 보인다.  $\alpha = 75^\circ$ 일 때는 밸브 중앙에서 증가하는 경향을 보이는데,  $y/D$ 가 벽면으로 근접할수록 이러한 경향은 더욱 뚜렷해지고  $z/D = -0.2$  근처에서 최대 값을 보이면서 밸브 위와 아래 부분에서는 감소한다. 이것은 밸브의 위 끝단보다는 아래 끝단의 영향이 지배적이기 때문이다.  $75^\circ$ 의 수평, 수직 방향 속도로부터 비교적 강한 2차 유동이 있으며, 이러한 유동 구조가 공기와 연료의 혼합을 촉진하는데 기여할 것으로 판단된다. 흡입 공기량을 제어하는 스로틀 밸브의 유량 특성은 흡기 대기관의 압력에는 대체로 선형적인 특성을 갖지만 밸브 각도에 대해서는 비선형적인 특성을 보이므로<sup>11)</sup> 이를 개선하기 위한 설계나 구조 변경이 이루어져야 할 것이다.

Fig. 5는 일정한 밸브 각도와 일정 위치( $y/D=0$ )에서 레이놀즈 수에 따른 전체 속도 크기를 비교한 것이다.  $15^\circ$ 와  $45^\circ$ 일 때는 레이놀즈 수에 따라 속도 분포가 달라지지만,  $75^\circ$ 에서는 거의 동일하게 나타난다.

Fig. 6은  $Re=90000$ 일 때 밸브 각도에 따른 주흐름 방향 속도를 등가선으로 나타낸 것이다. 속도는  $\alpha = 15^\circ$ 일 때 밸브 중앙 위 부분에서 가장 크고,  $\alpha = 45^\circ$ 일 때 밸브 중앙 아래 부분이 위보다

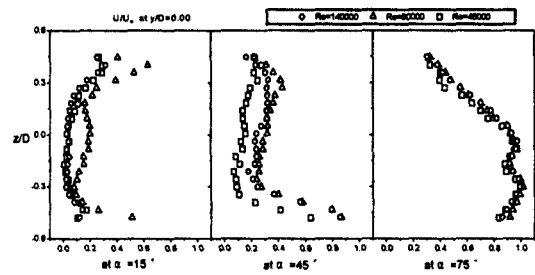


Fig. 5 Velocity amplitude distributions vs Reynolds numbers

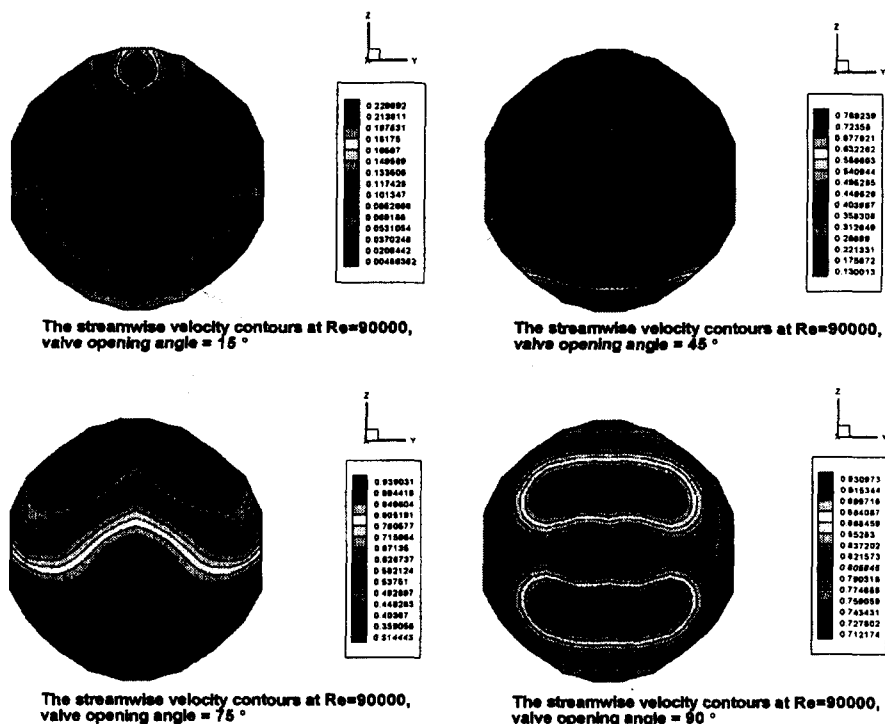


Fig. 6 The streamwise velocity contours vs valve opening angles at  $Re=90000$

크며 밸브 위 부분에서 크게 나타나는 부분은 레이놀즈 수가 커지면 아래쪽으로 이동하면서 넓어진다.  $\alpha=75^\circ$ 일 때는 밸브 중앙 아래 부분이 크게 나타나고 레이놀즈 수와 무관하게 비슷한 형태를 보인다.  $\alpha=90^\circ$ 일 때는 레이놀즈 수가 증가해도 형태는 비슷하고 밸브 축을 기준으로 위, 아래의 구분이 확실하며 대칭이다.

$y/D=0$ 인 중앙에서 밸브 각도와 레이놀즈 수에 따른 난류 강도를 비교하면(Fig. 7) 레이놀즈 수에 관계없이 유사한 분포를 하며 전반적인 난류 강도 형태는 밸브 개방 부분과 주유동 방향이 엇갈린 부분에서 크게 나타나고 밸브 개방 부분과 평행한 유동 부분에서는 작게 나타난다. 그러나,  $45^\circ$ 에서는 밸브 아랫면의 개방 부분에서 난류 강도가 크게 나타나는데, 이는 밸브에서 박리된 유동과 와류 생성에 의해 불완전한 압력장이 형성된 결과로 볼 수 있다.  $75^\circ$ 일 때 난류 강도가 밸브 아랫면에서 작게 나타나는 것은 재순환에 의해 압력이 충분히 회복되지 않기 때문이다. 또한

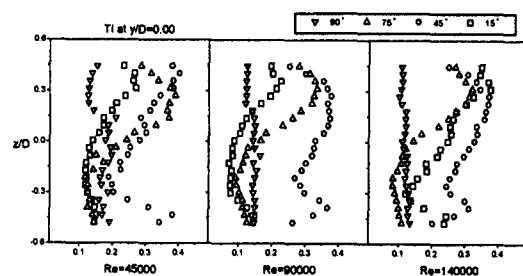


Fig. 7 Turbulent intensity distributions vs valve opening angles

$\alpha=90^\circ$ 인 경우에 레이놀즈 수가 커지면 0.1정도의 일정한 값으로 나타난다.

$Re=90000$ ,  $y/D=0$ 에서 난류 전단 응력 분포인 Fig. 8(a)의  $-\overline{u'v'}$ 는 주흐름 속도의 지배적인 영향으로 비교적 크게 나타나며,  $15^\circ$ 에서는 밸브 상부에서 증감을 보인 후 거의 0이 된다. 그러나,  $45^\circ$ 가 되면 밸브 상부의 개방에 의해 전단 응력이 커지지만  $z/D=-0.36$ 에서는 그 경향이 반대가 된다. 이는 밸브 윗면의 유동과 아랫면의 유동이 교

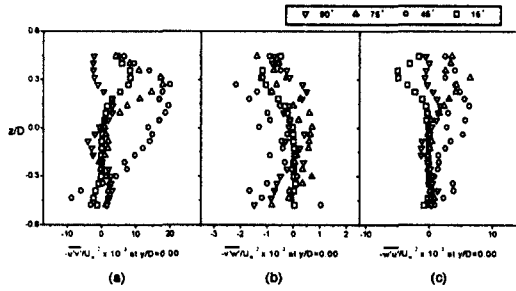


Fig. 8 Distributions of the Reynolds stresses vs valve opening angles at Re=90000

차하기 때문이다. 또한 75°인 경우에는 큰 규모의 재순환에 의하여 z/D=-0.1에서 경향이 변화하고 밸브 아래면으로 갈수록 전단 응력은 커진다. Fig. 8(b)에서  $-\overline{v'w'}$ 는 열린 각도와 무관하게 0에 가까운 값을 나타내며, Fig. 8(c)의  $-\overline{w'u'}$ 는 주흐름 성분의 영향이 지배적이라고 볼 수 있고 밸브 윗쪽에서 상대적으로 더 크다.

#### 4. 결론

레이놀즈 수를 45000, 90000, 140000으로 변화시키고, 밸브 각도가 15°, 45°, 75°, 90°일 때 스로틀 밸브 출구에서 유동 특성을 3차원 열선 풍속계로 측정하여 다음 결론을 얻었다.

- 1) 주흐름 속도는 밸브 각도가 15°이면 밸브축의 상부에서, 45°이면 밸브 축의 하부에서 상대적으로 크다.
- 2) 75°의 밸브 각도에서는 밸브 판 윗면에 재순환 영역이 형성되고, 밸브 각이 75°일 때를 기준으로 흐름 특성이 완전히 변하며 엔진에 유입되는 공기 저항도 커지게 된다.
- 3) 레이놀즈 수 변화가 전반적인 유동 특성에 큰 영향을 주지는 않는다.
- 4) 밸브 각이 작을 때에는 레이놀즈 수가 증가할수록 난류강도가 증가하고, 밸브 각이 클 때에는 이와 반대 경향이 나타난다. 또한 밸브 각이 작을 때에는 레이놀즈 수가 증가할수록 난류 전단 응력이 증감되나, 밸브 각이 클 때는 레이놀즈 수의 변화가 큰 영향을 주지 않는다.

#### 후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 순천대학교 자동차부품 및 소재연구 개발센터의 지원에 의한 것입니다.

#### 참 고 문 헌

- 1) K. Eom, "Performance of Butterfly Valve as a Flow Controller," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.110, pp.16-19, 1988.
- 2) D. N. Assanis, M. Polishak, "Valve Event Optimization in a Spark-Ignition Engine," Trans. of ASME, J. of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol.112, pp.341-347, 1990.
- 3) 강동원, 양희천, 채수, 유홍선, "헤드형상에 따른 2행정기관 실린더내의 유동장에 대한 수치해석적 연구," 한국자동차공학회 논문집, 제2권 제5호, pp.48-57, 1994.
- 4) 박덕규, 이경환, "점화기관에서 스파크 플러그형 광섬유 프로브와 PCB 헤드가스켓형 이온 프로브를 이용한 엔진 유동형태에 따른 화염전파 특성," 한국자동차공학회 추계학술대회논문집, pp.95-100, 1995.
- 5) M. J. Sampson, J. B. Heywood, "Analysis of Fuel Behavior in the Spark-Ignition Engine Start-Up Process," SAE 950678, 1995.
- 6) H. Monden, R. Kataoka, "Practical Measuring Method of Deposited Fuel and Evaporated Fuel in the Induction System," Proc. of the 23rd FISITA Conf., Torino, Italy, Vol.I, pp.295-302, 1990.
- 7) 이창식, 조병옥, "다공 스로틀밸브의 2차원 미립화 특성과 장착기관의 성능에 관한 연구," 한국액체미립화학회지, Vol.1, No.1, pp. 55-62, 1996.
- 8) 이창식, 조병옥, "흡기관 내의 혼합기 유동 특성에 관한 연구," 한국자동차공학회 논문집, 제4권 제1호, pp.218-228, 1996.
- 9) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Co., 1988.
- 10) 김철호, 최정명, M. Behnia, B. E. Milton, "Computation of the Flow Field around a Butterfly Valve," 한국자동차공학회지, 제14권 제1호, pp.47-53, 1992.
- 11) 김철호, M. Behnia, B. E. Milton, "Numerical

- Experiment for Compressible Effects around a Butterfly Valve,” 한국자동차공학회지, 제15권 제2호, pp.105-111, 1993.
- 12) M. Obata, T. Nakao, N. Satofuka, K. Morinishi, “Numerical Solution of 2-Dimensional Flows through Butterfly Valve Using Overset Grid Technique,” 일본 기계학회 논문집 B편, Vol.59, No. 562, pp.1994-2000, 1993.
- 13) Chendong Huang, Rhyun H. Kim, “Three Dimensional Analysis of Partially Open Butterfly Valve Flows,” ASME J. of Fluids Eng., Vol.118, pp.562-568, 1996.
- 14) 김성초, 김철, “엔진의 흡기공기량 조절용 스토틀 밸브에서의 유동 특성,” 한국자동차 공학회논문집, 제7권 제8호, pp.91-98, 1999.
- 15) 이창식, 이기형, 조병옥, 서영호, “연료분사장치 혼합기 형성에 관한 연구,” 대한기계학회 논문집, Vol.19, No.11, pp.2690-2698, 1995.
- 16) A. L. Addy, M. J. Morris, J. C. Dutton, “An Investigation of Compressible Flow Characteristics of Butterfly Valves,” Trans. of the ASME, J. of Fluid Eng., Vol.107, pp.512-517, 1985.